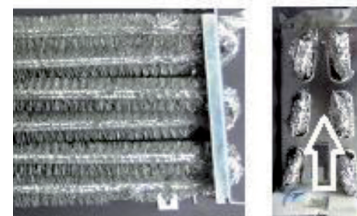


Caracterización experimental de una superficie extendida con aletas tipo espina y configuración de tubos en V invertida

Experimental characterization of an extended surface with spine-type fins and inverted V tube configuration



Oscar José-Pineda¹, Ignacio Carvajal-Mariscal¹, Florencio Sánchez-Silva¹, Eliseo Martínez-Espinosa², Alejandro Zacarías-Santiago³

¹ Instituto Politécnico Nacional. ESIME. UPALM Av. IPN s/n - 07738 Ciudad de México (México)

² Universidad Nacional Autónoma de México. Instituto de Ingeniería. Ciudad Universitaria - 04510 Ciudad de México (México)

³ Instituto Politécnico Nacional. ESIME Azcapotzalco. Av. De las Granjas, 682 - 02550 Ciudad de México (México)

DOI: <http://dx.doi.org/10.6036/8316> | Recibido: 16/02/2017 • Evaluado: 17/02/2017 • Aceptado: 25/05/2017

ABSTRACT

• The heat transfer and pressure drop results of an extended surface with spine-type fins and inverted V tube configuration, are presented in this paper.

The extended surface is composed of an aluminum tube and a ribbon with cuts, of the same material, that forms spine-type fins when the tube is rolled. The tube forms a coil with an inverted V type configuration of tubes according to the direction of the air flow. The experimental characterization of the surface was performed in a wind tunnel for an air flow velocity from 0.5 to 5 m / s for a constant flow of hot water with a temperature of 40 °C circulating inside the coil.

Based on the experimental results, the correlations for the calculation of heat transfer and pressure drop on the extended surface with spine type fins and the configuration of inverted V tubes were obtained. Heat transfer results were compared with those presented by other authors who have tested extended surfaces with spine type fins but with an in line configuration of tubes. It was found that the extended surface with spine type fins and inverted V type configuration of tubes showed a greater intensity in the heat transfer process by forced convection at flow speeds lower than 1 m / s.

• **Key Words:** extended surface, spine-type fins, inverted V tube configuration, heat transfer, pressure drop.

que han probado superficies extendidas con aletas tipo espina pero con una configuración de tubos en línea. Se encontró que la superficie extendida con aletas tipo espina y configuración de tubos en V invertida presentó una mayor intensidad en el proceso de transmisión de calor por convección forzada a velocidades menores a 1 m/s.

Palabras Clave: superficie extendida, aletas tipo espina, configuración de tubos en V invertida, transferencia de calor, caída de presión.

1. INTRODUCCIÓN

Es sabido que en un intercambiador de calor cuando el fluido externo es un gas (aire, gas natural, gases de combustión, etc.) se presentan valores bajos del coeficiente de convección. Para compensar esto generalmente se utilizan tubos aleteados con aletas transversales anulares o helicoidales y configuración de tubos en línea o intercalados. La metodología para el cálculo de la transferencia de calor y la caída de presión en bancos de tubos aleteados, con aletas anulares y helicoidales, está bien establecida y probada como se presenta en detalle en [1-5].

Por otra parte, durante el diseño de equipos enfriados por aire y los usados en refrigeración, se necesita intensificar la transmisión de calor para reducir el área de la superficie de intercambio de calor. Con este objetivo en mente se han caracterizado superficies extendidas con varios tipos de aletas, por ejemplo, aletas con muescas, aletas cónicas, aletas segmentadas y aletas tipo espina entre otras. Debido a la amplia aplicación de estas superficies en equipos y sistemas térmicos es importante hacer una breve revisión de los trabajos donde se presentan los resultados de las investigaciones para caracterizarlas.

Kuntish V. B. [6, 7] propuso el uso de aletas con muescas para aplicarse por el lado del aire en evaporadores y condensadores de sistemas de refrigeración. Encontró que este tipo de aletas incrementa la transmisión de calor de la superficie extendida lo que conduce a una disminución de la cantidad de tubos con la consecuente reducción de material, volumen y peso del equipo de intercambio de calor.

Carvajal-Mariscal I. et. al. [8-11] caracterizaron superficies extendidas con aletas cónicas y propusieron su aplicación en equipos enfriados por aire. Los resultados de las investigaciones experimentales mostraron que se intensifica la transferencia de calor debido a la perturbación del flujo, principalmente en la cara interna de la aleta cónica, lo que propicia que para unas mismas

RESUMEN

En este trabajo se muestran los resultados de la transferencia de calor y la caída de presión de una superficie extendida con aletas tipo espina y configuración de tubos en V invertida.

La superficie extendida se compone de un tubo de aluminio y una cinta con cortes, del mismo material, que forman aletas tipo espina al enrollarla al tubo. El tubo forma un serpentín con una configuración de tubos tipo V invertida de acuerdo a la dirección del flujo de aire. La caracterización experimental de la superficie se realizó en un túnel de viento en el intervalo de velocidades del flujo de aire de 0.5 a 5 m/s, para un flujo constante de agua caliente con una temperatura de 40°C que circula en el interior del serpentín.

En base a los resultados experimentales se determinaron las correlaciones para el cálculo de la transferencia de calor y la caída de presión en la superficie extendida con aletas tipo espina y configuración de tubos en V invertida. Se compararon los resultados de la transferencia de calor con los obtenidos por otros autores

condiciones de operación se requieran menos tubos con aletas cónicas para transferir una misma cantidad de calor al comparar con tubos con aletas convencionales.

Martínez E. et. al. [12-14] recientemente han presentado los resultados de estudios numéricos realizados en superficies con aletas segmentadas. Se encontró que este tipo de aletas promueve un incremento en la transferencia de calor, comparado con las aletas helicoidales convencionales, debido a que se interrumpe el crecimiento de la capa límite por los cortes que forman los segmentos. En consecuencia, esto conduce a mejorar la transferencia de calor en este tipo de superficies extendidas.

A diferencia de las superficies mostradas anteriormente (con aletas con muescas, con aletas cónicas y con aletas segmentadas) en la literatura abierta hay escasa información sobre las superficies extendidas con aletas tipo espina. Además, por lo general no contempla las diferentes configuraciones de las superficies, por ejemplo, las configuraciones de tubos en V invertida.

Lee T. H. [15] estudió una superficie extendida con aletas tipo espina y configuración de tubos en línea. Encontró que presenta una mayor intensidad en la transferencia de calor al comparar contra una superficie extendida con aletas planas continuas y otra con aletas helicoidales discretas. El autor reporta una correlación para el cálculo de la transferencia de calor, sin embargo, no presenta resultados sobre la caída de presión por el lado del aire.

Kempiak M. J. y Junge B. [16] propusieron una modificación en la distribución de las espinas que de acuerdo a sus resultados intensifica la transferencia de calor de la superficie extendida. Los autores realizaron las investigaciones sobre la transferencia de calor y la caída de presión en un solo tubo aleteado por lo que no es posible determinar el efecto que tiene la configuración de tubos en el comportamiento de la superficie.

Como se puede apreciar en la revisión bibliográfica y hasta donde los autores conocen no existe en la literatura abierta información acerca de la caracterización de una superficie extendida con aletas tipo espina y configuración de tubos en V invertida. Por lo tanto, no es posible realizar una evaluación térmica detallada

de los refrigeradores domésticos donde estas superficies encuentran aplicación como evaporadores.

Por lo tanto, la motivación para realizar esta investigación es obtener las correlaciones para el cálculo de la transferencia de calor y la caída de presión externas de una superficie extendida con aletas tipo espina y configuración de tubos en V invertida en el intervalo de velocidades del flujo de aire de 0,5 a 5,0 m/s.

2. DESCRIPCIÓN DE LA SUPERFICIE EXTENDIDA

La superficie extendida que se estudió se compone de un tubo de aluminio y una cinta con cortes, del mismo material, con lo que se forman aletas tipo espina al enrollarla al tubo. El tubo se dobla para formar un serpentín que tiene 12 tramos de tubo que se dividen en dos filas de 6 tramos que presentan un ángulo de apertura de 12° formando una V invertida, con respecto a la dirección del flujo de aire, como se muestra en la Fig. (1).

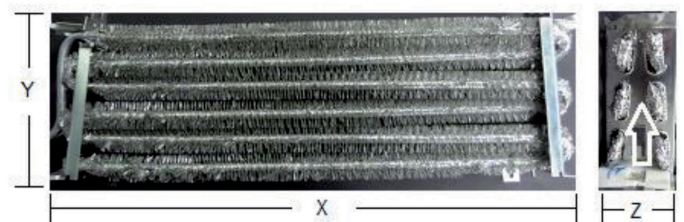


Fig. 1: Vista superior y lateral de la superficie extendida con aletas tipo espina y configuración de tubos en V invertida. La flecha indica la dirección del flujo de aire. X, Y y Z indican las dimensiones principales de la superficie extendida, ver Tabla 1

Debido al proceso de fabricación de estas superficies, se tienen diferencias sustanciales en sus características geométricas por lo que para tener una muestra representativa se hicieron pruebas a tres superficies que fueron seleccionadas al azar de un lote de producción que cumple con los estándares de calidad establecidos por su fabricante. Las principales características geométricas de las superficies estudiadas se presentan en la Tabla 1.

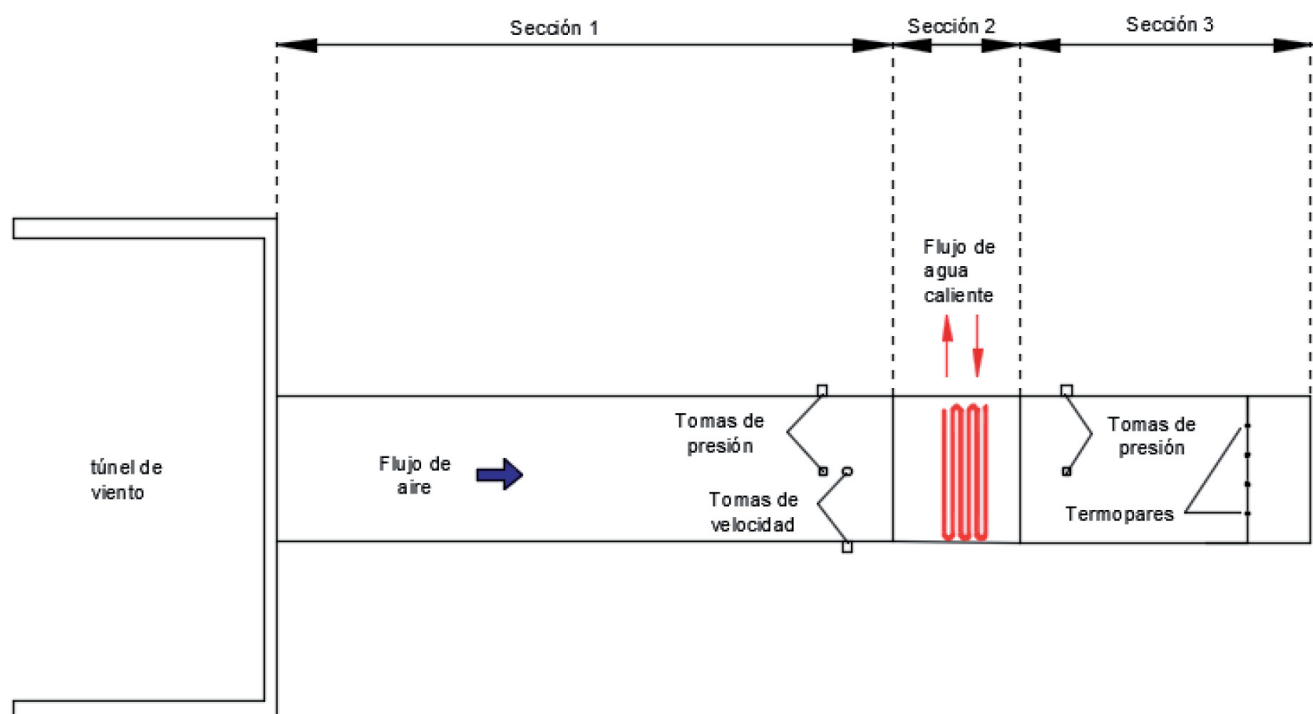


Fig. 2: Esquema de la sección de pruebas

Tipo de aleta		Espina
Arreglo de tubos		En V invertida
Número de hileras de tubos		6
Número de pasos de tubos		2
Diámetro exterior del tubo (m)		0.0094
Dimensiones principales de la superficie extendida (m)	Longitud (X)	0.51
	Profundidad (Y)	0.17
	Altura máxima (Z)	0.08
Área de la superficie extendida (m²)	Tubo	0.10
	Aletas	1.22
	Total	1.32

Tabla 1: Principales características geométricas de la superficie extendida

3. DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

La instalación experimental es un túnel de viento de velocidad media que se encuentra en el Laboratorio de Ingeniería Térmica e Hidráulica Aplicada del Instituto Politécnico Nacional de México. La descripción detallada de esta instalación experimental se puede encontrar en [10].

Para realizar las pruebas de esta investigación se diseñó y construyó una extensión, cuyo esquema se muestra en la Fig. (2), de acuerdo a la norma AMCA [17, 18]. La extensión está formada por un canal de 0.55x0.09x3.22 m construido en acrílico que se dividió en tres secciones. La sección 1 es la de acondicionamiento del flujo de aire antes de la sección 2 de pruebas y la sección 3 es la de descarga del flujo de aire.

En la sección 1 con ayuda de un anemómetro de temperatura constante Dwyer modelo 641RM ($\pm 3\%$ de 0 a 50°C) se obtuvieron los perfiles vertical y horizontal de la velocidad del flujo de aire antes de la superficie extendida. A partir de estos perfiles de velocidad se encontró el valor promedio de este parámetro en la sección transversal del conducto.

En la sección 1 también se hicieron dos tomas de presión estática, conectadas entre sí, y se instaló un termopar tipo T en el centro del conducto para medir la temperatura del flujo de aire antes de entrar a la sección de pruebas.

En la sección 2, sección de pruebas, se instaló la superficie extendida de tal forma que se simularan las mismas condiciones en que se encuentra ubicada en el espacio destinado para la misma en el refrigerador doméstico. Los tubos para la entrada y salida del fluido interno se conectaron a la tubería de la caldera eléctrica

que tiene instalados dos termopares tipo T, a la entrada y a la salida, y un rotámetro, intervalo de 0 - 3.3x10⁻⁴ m³/s (0- 2 lpm), para medir y mantener constante el caudal de agua caliente. Toda la tubería se aisló con lana mineral excepto en los orificios de la sección de pruebas, por donde pasan los tubos de entrada y salida del agua caliente, que se aislaron con espuma de poliuretano.

En la sección 3, sección de descarga, se instaló el segundo juego de dos tomas de presión estática, conectadas entre sí, para medir la caída de presión en el flujo de aire por medio de un manómetro diferencial digital Veris Industries modelo PX:01 ($\pm 1\%$). Además, en la sección 3 se instalaron 10 termopares tipo T distribuidos en dos líneas, equidistantes de las paredes del conducto y entre sí, para medir la temperatura del flujo de aire en la sección transversal del conducto después de la superficie extendida. Con este arreglo de los termopares fue posible obtener un valor promedio de la temperatura del aire después de la superficie extendida.

Los resultados de las pruebas preliminares se presentan en la Fig. (3). Se muestra el perfil de temperaturas registradas por las líneas 1 y 2 de termopares, Fig. (3a), y los perfiles de la velocidad del flujo de aire, a lo ancho de la zona de pruebas, antes de la superficie extendida Fig. (3b).

4. METODOLOGÍA EXPERIMENTAL

El experimento se diseñó de tal manera que se mantuvo constante el flujo de agua caliente, que circula en el interior de los tubos, a 1.5x10⁻⁵ m³/s (0.9 l/min) con una temperatura de entrada de 313 K (40 °C $\pm$ 2 °C). Se utilizó un variador de frecuencia para cambiar las revoluciones por minuto del motor del ventilador centrífugo con lo que se obtuvieron velocidades del flujo de aire de 0.5, 1, 1.5, 2, 2.5, 3, 4 y 5 m/s. Para cada valor de la velocidad del flujo de aire se hicieron diez pruebas con la finalidad de reducir el error aleatorio en la medición.

Las condiciones ambientales durante las pruebas fueron tomadas de una estación meteorológica y se reportó una humedad relativa del 56%, una presión atmosférica de 78 kPa y una temperatura promedio del aire de 22°C.

Debido al buen aislamiento de los conductos y la superficie extendida, la pérdida de calor hacia los alrededores resultó ser menor al 2% del total del calor suministrado.

4.1. CÁLCULO DE LOS PARÁMETROS PRINCIPALES

Una vez recopilados los datos experimentales se procedió a realizar un balance de energía de la superficie extendida y debido a que la pérdida de calor es baja, se consideró despreciable en el

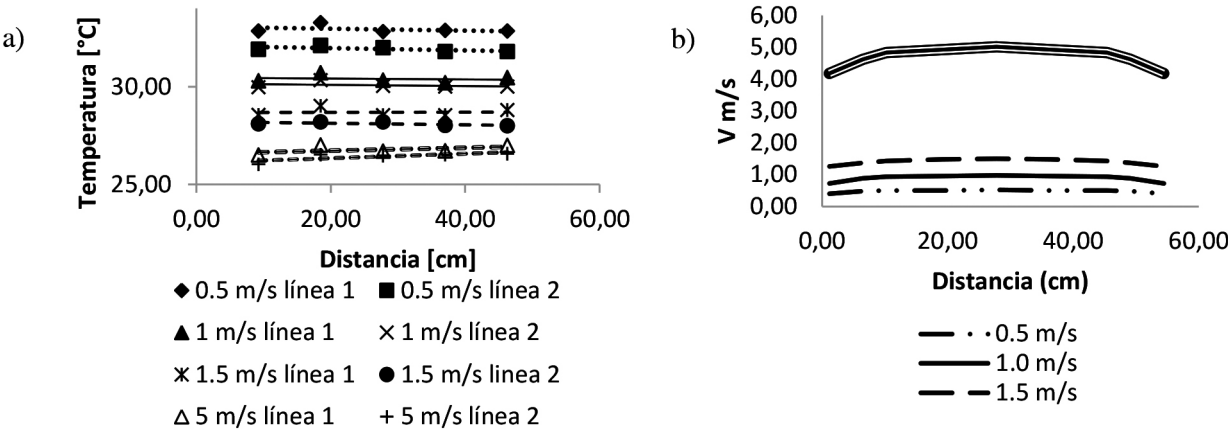


Fig. 3: Resultados de las pruebas preliminares. a) Distribución de la temperatura del aire a la salida de la superficie extendida y b) Perfiles de velocidad antes de la superficie extendida

cálculo. La Ec. (1) representa el flujo de calor cedido por el agua caliente hacia el flujo de aire a través de la superficie extendida:

$$\dot{Q}_{ag} = \dot{m}_{ag} c_{p_{ag}} (\bar{T}_{eag} - \bar{T}_{sag}) \quad (1)$$

Dónde:

$\dot{Q}_{ag}$: Flujo de calor disipado por el agua caliente, W

$\dot{m}_{ag}$: Flujo másico del agua caliente, kg/s

$c_{p_{ag}}$: Calor específico a presión constante del agua caliente, kJ/(kg·K)

$\bar{T}_{eag}$: Temperatura promedio del flujo de agua en la entrada de la superficie extendida, K

$\bar{T}_{sag}$: Temperatura promedio del flujo de agua en la salida de la superficie extendida, K

La Ec. (2) representa el flujo de calor que capta el aire a través de la superficie extendida:

$$\dot{Q}_{ai} = \bar{h} A_t (\bar{T}_p - \bar{T}_{ai}) \quad (2)$$

Dónde:

$\dot{Q}_{ai}$: Flujo de calor absorbido por el aire, W

$\bar{h}$: Coeficiente de convección promedio, W/(m²·K)

A_t : Área total de transferencia de calor de la superficie extendida, m²

$\bar{T}_p$: Temperatura promedio de la pared de la superficie de intercambio de calor, K

$\bar{T}_{ai}$: Temperatura promedio del flujo de aire, K

Debido a que la superficie extendida es un serpentín de tubo de aluminio de pared delgada (0.0016 m) y las aletas tienen una altura de 0.0083 m y están hechas de una lámina de aluminio de 0.00025 m de espesor, por lo tanto, la conductividad térmica de la pared y las aletas tipo espina es muy alta y se puede despreciar su resistencia térmica por conducción. Por esta razón, al exponer la superficie extendida al flujo de aire, la temperatura promedio de la superficie, $\bar{T}_p$, estará muy próxima a la temperatura promedio del fluido de trabajo interno (agua caliente). Este último parámetro se obtuvo a partir de las mediciones de la temperatura de entrada y salida del agua caliente, y se utilizó para el cálculo del coeficiente de convección promedio $\bar{h}$ usando la Ec. (3), que se obtiene al igualar las Ec. (1) y (2) ya que como se dijo anteriormente la pérdida de calor se desprecia:

$$\bar{h} = \frac{\dot{m}_{ag} c_{p_{ag}} (\bar{T}_{eag} - \bar{T}_{sag})}{A_t (\bar{T}_p - \bar{T}_{ai})} \quad (3)$$

Para obtener los valores de los números adimensionales de Nusselt, $\overline{Nu}$, y Reynolds, Re , se usaron las Ec. (4) y (5), respectivamente:

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h} d}{k} \quad (4)$$

Dónde:

$\overline{Nu}$: Número de Nusselt

$\bar{h}$: Coeficiente de convección promedio, W/(m²·K)

d : Diámetro exterior del tubo del serpentín, m

k : Conductividad térmica del aire, W/(m·K)

$$Re = \frac{u d}{\nu} \quad (5)$$

Dónde:

Re : Número de Reynolds

u : Velocidad del flujo de aire, m/s

d : Diámetro exterior del tubo del serpentín, m

ν : Viscosidad cinemática del aire, m²/s

La longitud característica en las Ec. (4) y (5) es el diámetro exterior del tubo de aluminio, d , en el que se enrolla la cinta que forma las aletas tipo espina.

Para evaluar la caída de presión se utilizó el número de Euler que se calculó con la Ec. (6):

$$Eu = \frac{\Delta p}{\rho u^2} \quad (6)$$

Dónde:

Eu : Número de Euler

Δp : Diferencia de presión, Pa

ρ : Densidad del aire, kg/m³

u : Velocidad del flujo de aire, m/s

5. RESULTADOS

Con los resultados obtenidos de las pruebas a los tres ejemplares de la superficie extendida se obtuvo la gráfica de Nusselt contra Reynolds para un rango de velocidades de 0.5 a 5 m/s que se muestra en la Fig. (4). Los valores mostrados se representan en coordenadas logarítmicas.

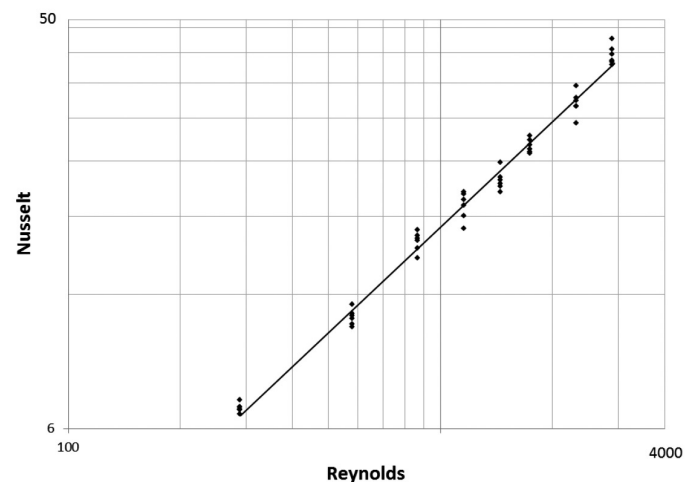


Fig. 4: Caracterización de la transmisión de calor de la superficie extendida con aletas tipo espina y configuración en V invertida

En base a estos datos se obtuvo la correlación para el cálculo de la transferencia de calor en la superficie extendida con aletas tipo espina y configuración de tubos en V invertida:

$$\overline{Nu} = 0.088 Re^{0.78} Pr^{1/3} \quad (7)$$

Los resultados de la caída de presión en el flujo de aire, provocada por la superficie extendida, se presentan en la Fig. (5) por

medio del número de Euler con respecto al número de Reynolds. Los datos de la gráfica corresponden a las mediciones que se hicieron únicamente para tres velocidades del flujo de aire 1, 2 y 4 m/s. La correlación para el cálculo del número de Euler es:

$$Eu = 81.3Re^{-0.36} \quad (8)$$

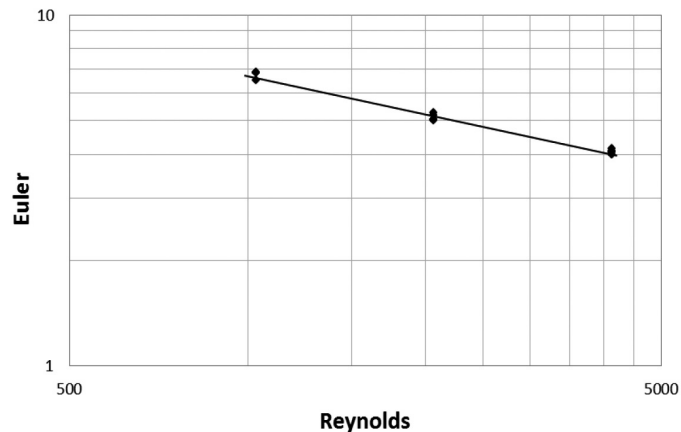


Fig. 5: Caracterización de la caída de presión de la superficie extendida con aletas tipo espina y configuración en V invertida

5.1. COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR

Para realizar la comparación con los resultados de esta investigación se utilizaron las correlaciones obtenidas por Lee T. H. [15]. Los resultados se presentan en la Fig. (6), donde se puede observar que la superficie extendida con aletas tipo espina y configuración en V invertida presenta la mayor transferencia de calor en comparación con la superficie extendida con aletas tipo espina y arreglo en línea.

Ambas superficies tienen el mismo tipo de aletas y diámetro externo de los tubos, por lo que la diferencia en la intensidad de la transmisión de calor se debe al tipo de arreglo de los tubos. En la configuración de tubos en V invertida el "efecto de sombra", característico de la configuración en línea, se presenta de forma parcial. Como se sabe, este efecto se debe a que la hilera de tubos que precede a la siguiente hilera representa una obstrucción, por lo que una buena parte de la superficie extendida queda excluida del proceso de transferencia de calor [19]. De esta forma se reduce la intensidad en la transferencia de calor en los tubos ubicados en la segunda y subsecuentes hileras.

Por su parte, el arreglo de tubos en V invertida propicia que el "efecto de sombra" ocurra parcialmente pues el flujo de aire se expande entre los tubos que forman una hilera con un ángulo de 6° respecto a la dirección del flujo entrando en contacto con una mayor área de la superficie de los tubos y las aletas (espinas). Así se obtiene un incremento de la transferencia de calor que se hace más notorio a menores velocidades del flujo, <1 m/s, como se ve en la Fig. (6). Hay que hacer notar que este es el intervalo de la velocidad del flujo de aire donde generalmente operan los evaporadores de los sistemas de refrigeración domésticos.

Como se mencionó anteriormente, debido al proceso de fabricación de las superfi-

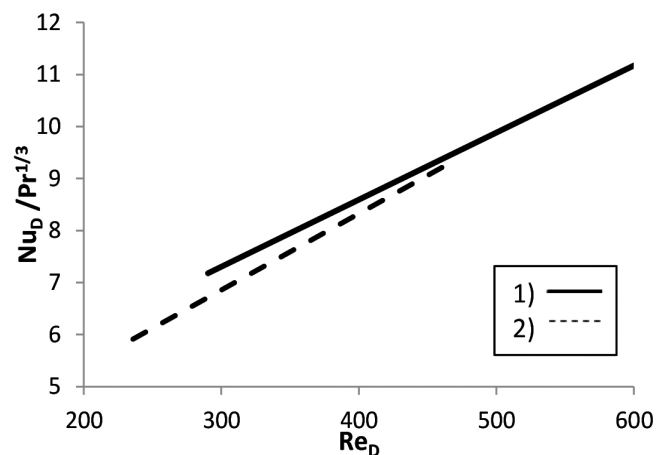


Fig. 6: Comparación de resultados. 1) Serpentin con aletas tipo espina y configuración de tubos en V invertida, 2) serpentin con aletas tipo espina y arreglo de tubos en línea [15]

cies extendidas con aletas tipo espina y configuración de tubos en V invertida se presentan variaciones significativas en sus características geométricas. Por lo tanto, es muy importante que se compruebe la correlación para el cálculo de la transferencia de calor propuesta en este artículo, Ec. (7). En la Fig. (7) se contrastan los resultados experimentales de la transferencia de calor con los resultados a partir del cálculo usando la Ec. (7). Se determinó que 91.6% de los datos experimentales se ajustan bien en el intervalo de variación de $\pm 10\%$, por lo que se considera que la Ec. (7) es válida para el cálculo de la transferencia de calor de superficies extendidas con aletas tipo espina y arreglo de tubos en V invertida con características geométricas como las que se presentan en la Tabla 1, en el intervalo de $290 < Re < 2900$ y $Pr = 0.7$.

5.2. ANÁLISIS DE LA INCERTIDUMBRE

El análisis de la incertidumbre se realizó en base a la metodología propuesta en [20]. Los valores de la incertidumbre se calcularon considerando un nivel de confianza del 95% en las mediciones hechas. Los resultados del análisis considerando la incertidumbre relativa fueron los siguientes: velocidad del flujo, u , ($\pm 9\%$), flujo de calor cedido por la superficie extendida, q , ($\pm 5\%$) y caída de presión por el lado del aire, Δp , ($\pm 8\%$).

El mayor valor de la incertidumbre se presentó en la medición de la velocidad del flujo de aire, sin embargo, representa menos del 10% por lo que se considera que los resultados son confiables.

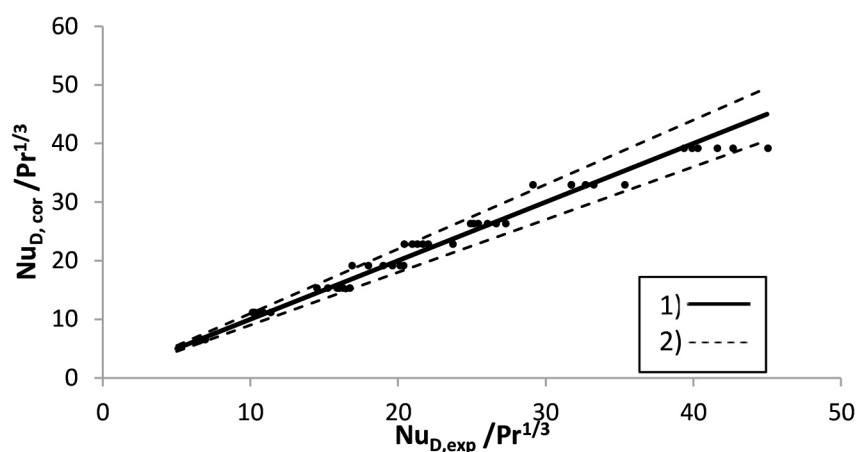


Fig. 7: Comparación entre los datos obtenidos de la correlación y los experimentales. 1) Línea que representa la concordancia exacta, 2) líneas que representan el $\pm 10\%$ de desviación

6. CONCLUSIONES

En este trabajo se caracterizó una superficie extendida con aletas tipo espina y configuración de tubos en V invertida en el intervalo de velocidades del flujo de aire de 0.5 a 5 m/s, para un flujo constante de agua caliente con una temperatura de 40 °C que circula en el interior del serpentín. Se determinaron las correlaciones para el cálculo de la transferencia de calor y la caída de presión. Después de analizar los resultados se llegó a las siguientes conclusiones:

- El "efecto de sombra" se reduce en la configuración de tubos en V invertida y ésta es la razón por la que se intensifica la transferencia de calor respecto a una superficie similar pero en configuración de tubos en línea.
- La correlación para el cálculo de la transferencia de calor propuesta en este artículo es válida para su aplicación pues se comprobó que más del 90% de los datos experimentales se encuentran en el intervalo de variación de $\pm 10\%$.

Los resultados de esta investigación pueden ser útiles en el diseño, evaluación y cálculo de superficies extendidas con aletas tipo espina y configuración de tubos en V invertida. Trabajos futuros en este tipo de superficies extendidas incluirán un estudio numérico para investigar a detalle la dinámica del flujo.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Pis'menniy EN. "Special features of flow and heat transfer in staggered bundles of transversely finned tubes". *Journal of Engineering Physics*. 1991. Vol. 60-6. p. 676-681. DOI: <http://dx.doi.org/10.1007/BF00871502>
- [2] Pis'menniy EN. "An asymptotic approach to generalizing the experimental data on convective heat transfer of tube bundles in crossflow". *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2011. Vol. 54-19. p. 4235-4246. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.05.021>
- [3] Pis'menniy EN. "Regularities of flow and heat transfer at the surface of transversely finned tubes". *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2012. Vol. 55-19. p. 5016-5031. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.04.049>
- [4] Pis'menniy EN, Terekh AM, Polupan GP, et al. "Universal relations for calculation of the drag of transversely finned tube bundles". *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2014. Vol. 73. p. 293-302. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.02.013>
- [5] Pis'menniy EN, Polupan GP, Carvajal-Mariscal I, et al. *Handbook for transversely finned tube heat exchanger design*. 1a edition. USA: Academic Press, 2016. 170p. ISBN 978-0-12-804397-4. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/B978-0-12-804397-4.01001-6>
- [6] Kunttysh VB. "Heat transfer enhancement of bundles of tubes with the peripheral cutting of spiral fins". *Vuzov Energetika*. 1993. Vol. 5-6. p. 111-117.
- [7] Kunttysh VB, Bessonnyi AN, Brill AA. "Improving the energy efficiency of air-cooled heat exchangers". *Chemical and Petroleum Engineering*. 1997. Vol. 33-4. p. 402-407. DOI: <http://dx.doi.org/10.1007/bf02416728>
- [8] Carvajal-Mariscal I, Sánchez-Silva F, Quinto-Diez P. "Flow dynamics between the inclined fins of a finned tube". *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 2001. Vol. 22-5. p. 519-524. DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S0142-727X\(01\)00106-0](http://dx.doi.org/10.1016/S0142-727X(01)00106-0)
- [9] Carvajal-Mariscal I, Sánchez-Silva F, Toledo-Velázquez M, et al. "Experimental study on the local convective coefficient distribution on a pipe surface with inclined fins". *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2001. Vol. 25-5. p. 293-299. DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S0894-1777\(01\)00077-2](http://dx.doi.org/10.1016/S0894-1777(01)00077-2)
- [10] Carvajal-Mariscal I, Sánchez-Silva F, Quinto-Diez P, et al. "Nuevo perfil de aletas para intercambiadores de calor enfriados por aire". *Información Tecnológica*. 2003. Vol. 14-3. p. 67-72.
- [11] Carvajal-Mariscal I, Sánchez-Silva F, Polupan G. "Tube Banks Heat Transfer Enhancement Using Conical Fins". *ASME 3rd Joint US-*

European Fluids Engineering Summer Meeting. 2010. p. 1-7. DOI: <http://dx.doi.org/10.1115/FEDSM-ICNMM2010-31236>

- [12] Martínez E, Vicente W, Soto G, et al. "Methodology for determining the optimal fin dimensions in helically segmented finned tubes". *Applied Thermal Engineering*, 2011, Vol. 31-10, p. 1744-1750. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.02.017>
- [13] Martínez E, Vicente W, Salinas M, et al. "Numerical simulation of turbulent air flow on a single isolated finned tube module with periodic boundary conditions". *International Journal of Thermal Sciences*. 2015. Vol. 92, p. 58-71. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2015.01.024>
- [14] Martínez E, Vicente W, Salinas M, et al. "Numerical analysis of turbulent flow in a small helically segmented finned tube bank". *Heat Transfer Engineering*. 2017. Vol. 38-1. p. 47-62. DOI: <http://dx.doi.org/10.1080/01457632.2016.1156396>
- [15] Lee TH, Lee JS, Oh SY, et al. "Comparison of air-side heat transfer coefficients of several types of evaporators of household freezer/refrigerators". *International refrigeration and air conditioning conference*. USA: Purdue e-pubs, 2002.
- [16] Kemiak MJ, Junge B. "Enhanced Heat Exchanger with an Offset Spine Fin Design". *International refrigeration and air conditioning conference*. USA: Purdue e-pubs, 2014.
- [17] Air Movement and Control Association. *AMCA 210 Laboratory Methods of Testing Fans for Certified Aerodynamic Performance Rating*. United States, 1999.
- [18] Air Movement and Control Association. *AMCA 203: Field Performance Measurement of Fan Systems*. United States, 1990.
- [19] Zukauskas A, Ulinskas R. *Heat transfer in tube banks in crossflow*. 1^o edition. New York: Hemisphere publishing Corp, 1988. 199p. ISBN: 0-89116-685-8.
- [20] Coleman HW, Steele WG. *Experimentation, validation and uncertainty analysis for engineers*. 3a Edition. USA: John Wiley & Sons, 2009. 376 p. ISBN: 978-0-470-16888-2.

AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen el apoyo proporcionado por el Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT), el Instituto Politécnico Nacional (IPN) y la empresa MABE S. A. a través del M. en I. Cesar Gutiérrez Pérez Reguera, para la realización de esta investigación.